

На правах рукописи

ХАО МУМИН

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
И КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ  
ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ**

Специальность 05.02.13 - "Машины, агрегаты и процессы"  
(Машиностроение в нефтеперерабатывающей промышленности)

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание учёной  
степени кандидата технических наук

Уфа-2002

Работа выполнена в Уфимском государственном нефтяном техническом университете.

Научный руководитель доктор технических наук, профессор  
Кузеев Искандер Рустемович.

Официальные оппоненты доктор технических наук, доцент  
Матвеев Юрий Геннадиевич;  
кандидат технических наук  
Акбердин Альберт Мидхатович.

Ведущая организация ОАО «Уфаоргсинтез».

Защита состоится « 18 » декабря 2002 года в 11<sup>30</sup> на заседании диссертационного совета Д 212.289.03 при Уфимском государственном нефтяном техническом университете по адресу: 450062, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Автореферат разослан « 28 » ноября 2002 года.

Учёный секретарь  
диссертационного совета

Ибрагимов И. Г.

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

**Актуальность темы.** В настоящее время торцовые уплотнения широко применяются в нефтеперерабатывающей, нефтехимической, химической и других отраслях промышленности, являющихся наиболее значимыми элементами в современной мировой экономике и одновременно наиболее опасными отраслями народного хозяйства, с точки зрения воздействия на окружающую среду. Утечки в насосах и компрессорах при перекачивании технологических сред вносят весьма существенный вклад в эту проблему. В связи с этим совершенствование конструкций уплотнений (особенно торцовых), позволяющее одновременно повысить экономические и технические показатели агрегатов, является актуальной задачей. Намечившиеся за последние 10 лет тенденции по повышению уровня надёжности производственного оборудования не в полной мере охватывают круг вопросов, касающихся гидромашин.

Как известно, большинство практически применяемых в настоящее время торцовых уплотнений представляет собой конструкции с рабочими поверхностями контакта, утечки уплотняемых сред в которых возможны через зазор между торцовыми поверхностями, что не соответствует современным требованиям по охране окружающей среды. Пара трения из двух уплотнительных колец находится в непрерывном контакте, поэтому износ колец неизбежен и срок службы торцовых уплотнений ограничен. Анализ статистической информации по ряду нефтеперерабатывающих заводов показывает, что средний срок службы торцовых уплотнений для насосов не превышает 4200-5400 часов, что приводит к снижению производительности технологических установок вследствие продолжительных внеплановых простоев гидромашин в связи с ремонтом. Поэтому одной из важнейших технических задач является повышение герметичности и надёжности работы торцовых уплотнительных устройств (или систем) для насосов и компрессоров.

На основе современной теории гидродинамики в середине семидесятых

годов прошлого века были разработаны **газосмазочные бесконтактные торцовые уплотнения (ГБКТУ)**, которые изначально успешно использовались в центробежных компрессорах при высоких скоростях. Этот факт положил начало существенному прогрессу уплотнительной техники. В начале восьмидесятых годов прошлого века были изобретены **торцовые уплотнения с механизмом обратного нагнетания (ОНТУ)**. Пары трения в таких уплотнениях также находятся в бесконтактном состоянии благодаря тонкой сплошной плёнке между плоскими поверхностями контакта. По сравнению с традиционными контактными торцовыми уплотнениями новые гидродинамические бесконтактные торцовые уплотнения (ГДБКТУ) имеют ряд преимуществ: отсутствие утечки уплотняемых сред, повышенный срок эксплуатации, упрощенная вспомогательная система, снижение расходов по обеспечению нормальной работы уплотнения, ликвидация загрязнения уплотняемых сред, снижение вероятности отказа уплотнения и т. д.

Проектирование и эксплуатация эффективных ГДБКТУ для гидромашин должны основываться на базе знаний об их уплотнительных характеристиках, факторах влияющих на герметичность, стабильность, надёжность. Недостаток такой информации является главной причиной невозможности широкого промышленного применения их в настоящее время.

**Цель работы:** На основе теоретического анализа факторов, влияющих на основные характеристики ГДБКТУ, и экспериментальных исследований собственных конструкций уплотнений разработать новые ГДБКТУ с гидродинамическими канавками особой геометрии на поверхностях уплотнительных колец, принципы проектирования ГДБКТУ и их вспомогательных систем с учетом конкретных условий эксплуатации.

**Задачи исследований:** Достижение поставленной цели возможно путем реализации следующих задач:

1. Теоретически исследовать гидравлические свойства газовой или жидкостной плёнки в зазоре пары трения ГДБКТУ, проанализировать основные их характеристики.
2. Определить влияние конструктивных и технологических параметров

новых уплотнений на их эксплуатационные свойства: герметичность, стабильность и надёжность.

3. Оптимизировать конструктивные параметры торцовой поверхности уплотнений по определённой целевой функции.

4. Разработать принципы проектирования ГДБКТУ и их вспомогательных систем для гидромашин в зависимости от эксплуатационных условий (свойств уплотняемой среды, давления, скорости, температуры рабочей среды и т. д.) и конкретных требований к системе уплотнения.

5. Разработать методику подбора оптимальных параметров ГДБКТУ и геометрических размеров уплотнений с целью достижения определённой степени герметичности, надёжности и экономичности.

**Научная новизна:** В данной диссертационной работе получены следующие основные научные результаты:

1. Проведен анализ влияния технологических параметров гидромашин на эксплуатационную надёжность, герметичность и экономичность ГДБКТУ.

2. Установлены закономерности влияния конструктивных параметров торцовой поверхности на герметичность, стабильность и надёжность уплотнения.

3. Оптимизированы конструктивные параметры торцовой поверхности уплотнения по максимальному отношению гидравлической жёсткости к утечке для ГБКТУ или максимальной гидравлической жёсткости при нулевой утечке для ОНТУ в зависимости от конкретных условий эксплуатации.

4. На основе полученных результатов представлены принципы проектирования ГДБКТУ, методы выбора оптимальных конструкций уплотнений и программа проектирования системы уплотнения, обеспечивающие определённую степень их герметичности, надёжности, стабильности и экономичности.

5. Разработаны и запатентованы новые конструкции ГБКТУ и ОНТУ.

**Практическая ценность:**

Разработанные конструкции торцовых уплотнений приняты к внедрению на нефтеперерабатывающем заводе, в нефтехимических компаниях и др.

**Апробация работы:**

Основные положения диссертационной работы были доложены и обсуждены на научно-технических совещаниях, конференциях и симпозиумах различного уровня, в том числе:

на научно-технической конференции "Исследования и эксплуатация уплотнительной техники в механической промышленности" (КНР, 1998г.);

на китайской научно-технической конференции "Исследования и эксплуатация уплотнительной техники в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности" (КНР, 1999г.);

на научно-технических конференциях Китайского нефтяного университета (КНР, 1998-2002гг.);

на Всенародной конференции по передовой технике в машиностроении (КНР, 2002г.).

Разделы диссертации рассматривались и обсуждались на заседаниях кафедры «Химическое оборудование и контролирование технологических процессов» Китайского нефтяного университета (1998-2002гг.) и кафедры «Машины и аппараты химических производств» Уфимского государственного нефтяного технического университета (2002г.).

#### **Публикации:**

По теме диссертации опубликовано 12 печатных работ, в том числе: 8 статей и докладов в различных научно-технических журналах и сборниках научных трудов и 4 патента на изобретение.

В диссертации обобщен опыт работы автора в области исследования и проектирования торцовых уплотнений и их вспомогательных систем, направленной на повышение герметичности, надёжности и экономичности машинного оборудования.

Работа проводилась в Китайском нефтяном университете и Уфимском государственном нефтяном техническом университете.

Автор выражает глубокую благодарность своему научному руководителю - доктору технических наук, профессору Кузееву И. Р., доктору технических наук, профессору Цию Щинциу, кандидату технических наук Тимохину А. Л., доценту Чжан Шугуиу и другим китайским и российским коллегам за консультации и

помощь.

**Объем работы:** Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав и выводов, содержит 153 страницы машинописного текста, в том числе 93 рисунка, 4 таблицы, список использованных источников из 174 наименований.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Контактные торцовые уплотнения имеют ряд недостатков: существование утечки уплотняемой среды и загрязнение окружающей среды, короткий срок службы, низкая стабильность работы, большой расход энергии, сложная вспомогательная система и т. д., что не удовлетворяет требованиям современного производства к уплотнениям.

В ГДБКТУ для расклинивания пары трения используется энергия движения уплотнительных поверхностей, при этом разделение поверхностей пары трения и восприятие сжимающих нагрузок осуществляется силами, возникающими в результате нагнетания жидкости или газа в сужающуюся часть зазора через расположенные на уплотнительных поверхностях канавки под действием сил трения.

ГДБКТУ имеют прекрасную герметичность, их долговечность в значительной степени повышается, надёжность и безопасность компрессоров и насосов обеспечиваются долговременной службой уплотнения. Кроме того, потеря мощности на трение и расходы на обслуживание в значительной степени снижаются, и экономическая эффективность турбомашин соответственно увеличивается. В то же время, ГДБКТУ могут применяться при большом значении PV и использоваться при неблагоприятных условиях для простых контактных торцовых уплотнений. Таким образом, ГДБКТУ являются наиболее перспективным видом торцовых уплотнений в настоящее время.

**В первой главе** диссертационной работы обоснован выбор объекта исследований, в качестве которого выступают гидродинамические бесконтактные торцовые уплотнения (ГДБКТУ).

Механизм работы ГБКТУ и ОНТУ аналогичен (рис. 1.1 и 1.2). Для создания гидродинамического давления между торцовыми поверхностями осуществляется нагнетание уплотнительной среды вращающейся поверхностью в

торцовый зазор. Таким образом, образуется, как и в гидродинамическом подшипнике, "гидродинамическая подстилка". Особенно гидродинамически эффективны плоские клиновидные и ступенчатые щели, глубина которых сравнима с минимальной шириной торцевой щели.

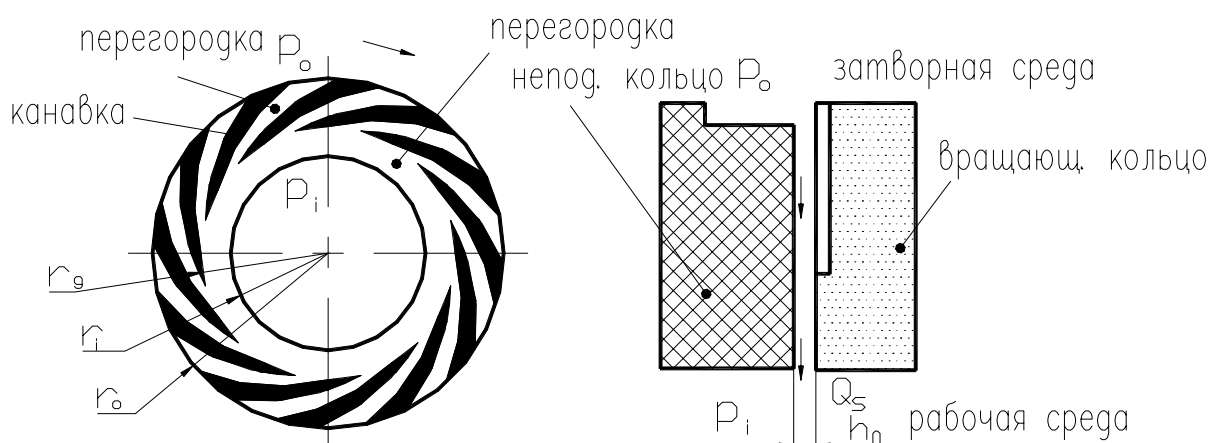


Рис. 1.1. Механизм работы ГБКТУ

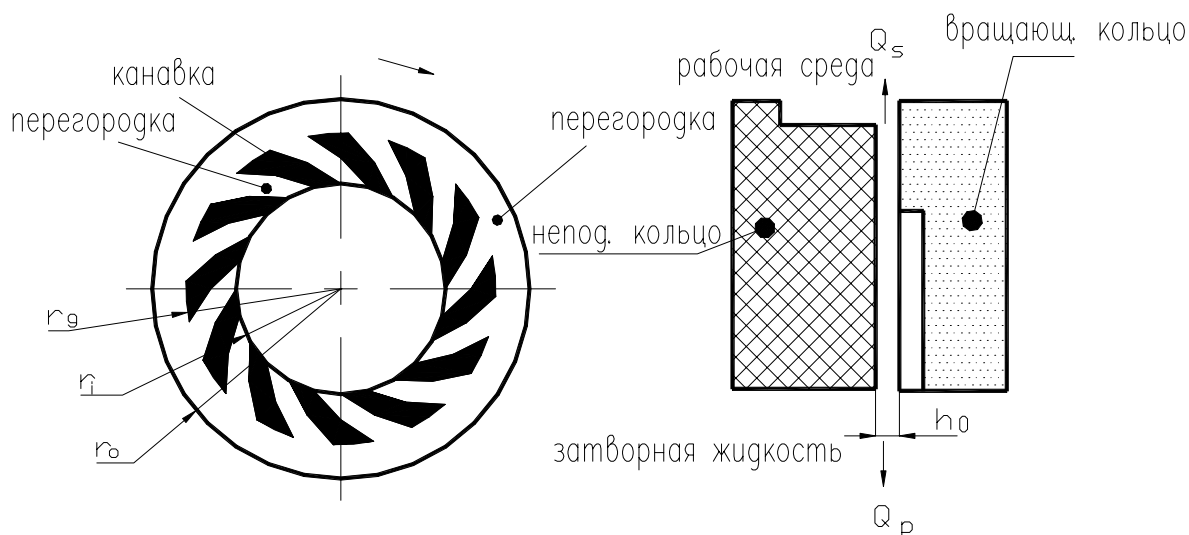


Рис. 1.2. Механизм работы ОНТУ

По сравнению с традиционными контактными торцовыми уплотнениями ГБКТУ обладают следующими преимуществами:

- Отсутствие утечки уплотняемой среды и загрязнения окружающей

среды.

— Отсутствие износа уплотнительных колец и повышенная долговечность.

— Низкий расход энергии на трение и обслуживание уплотнения.

— Нет сложной системы затворной жидкости для уплотнения.

— Область использования ГДБКТУ более широкая, чем жидкосмазочные контактные торцовые уплотнения (ЖКТУ).

— Отсутствие загрязнения смазочного масла и уплотняемого газа.

В табл. 1.1 приведены сравнительные характеристики двойных ГБКТУ с двойными ЖКТУ.

Таблица 1.1

Сравнительные характеристики ГБКТУ с двойными ЖКТУ

Свойства	ЖКТУ	ГБКТУ
Утечка уплотняемой среды	Нет	Нет
Загрязнение окружающей среды	Нет	Нет
Долговечность	Примерно 1 г.	>5 лет
Загрязнение технологической среды	Имеется	Нет
Потеря затворной среды	Велика	Мала
Потеря мощности на трение	20	1
Расходы на обслуживание	Высокие	Низкие
Сопrotивление обратному давлению	Низкое	Высокое
Система затворной среды	Сложная	Простая
Периодичность обслуживания	Часто	Редко
Циркуляция и охлаждение затворной среды	Нужны	Не нужны

Успешное проектирование и эксплуатация ГДБКТУ в промышленности могут быть осуществлены лишь при глубоком развитии теоретических и экспериментальных методов их исследования. В настоящее время имеются следующие проблемы:

— не проведена оптимизация ГДБКТУ по целевой функции на этапе проектирования;

— отсутствуют аналитические работы по гидродинамическим уплотнениям с конусным зазором, имеются лишь результаты некоторых расчётов;

– в известных работах о расчёте жёсткости и демпфирования ГДБКТУ рассматривается лишь идеальный плоскопараллельный зазор и недеформируемые уплотнительные поверхности, отсутствуют работы по исследованию динамики ГДБКТУ в составе роторной системы;

– широкому использованию ГДБКТУ препятствуют недостаточная изученность механизма их работы, отсутствие рекомендаций по выбору конструктивной схемы уплотнений и методик определения их параметров в различных эксплуатационных условиях, действия значительных силовых, температурных и динамических нагрузок.

**Во второй главе** приведены теоретические исследования по оптимизации конструкций ГДБКТУ.

Теоретическая основа для анализа характеристик ГДБКТУ заключается в следующем: течение смазочного слоя между двумя торцовыми поверхностями относится к вязкожидкостному процессу в тонком кольцевом зазоре, описываемому основным уравнением Рейнольдса для газожидкостной смазки, являющимся упрощённой формой уравнения движения вязкой жидкости Навье–Стокса:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) = \frac{1}{2} \omega \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho h); \quad (2.1)$$

для ГБКТУ:

$$r \frac{\partial}{\partial r} \left( r p h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( p h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu\omega r^2 \frac{\partial (ph)}{\partial \theta}; \quad (2.2)$$

для ОНТУ:

$$r \frac{\partial}{\partial r} \left( r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu\omega r^2 \frac{\partial (h)}{\partial \theta}. \quad (2.3)$$

Уравнения (2-2) и (2-3) должны соответствовать граничным условиям:  $p = p_i$  при  $r = r_i$ ;  $p = p_o$  при  $r = r_o$ , а также условию периодичности:  $p(r, \theta) = p(r, \theta + 2\pi / N_g)$  ( $N_g$ —число спиральных канавок).

Для дифференциальных уравнений (2.2) и (2.3) трудно получить аналитические решения. С помощью конечно-элементного метода можно вычислять приближённые величины давления на основе дискретно преобразованных интегральных уравнений Рейнольдса:

$$\sum_{e=1}^N \left\{ \sum_1^8 \left[ \sum_1^8 \left( A_{(i,j)} \bar{P}_j^2 - B_{(i,j)} \bar{P}_j \right) \right] \right\} = 0; \quad (2.4)$$

$$\sum_{e=1}^N \left\{ \sum_1^8 \left[ \sum_1^8 \left( 2A_{(i,j)} \bar{P}_j - B_{(i,j)} \right) \right] \right\} = 0, \quad (2.5)$$

где  $A_{(i,j)} = \iint_{s(e)} \frac{\bar{H}^3}{2} \left( \frac{\partial \Phi_j}{\partial \bar{R}} \frac{\partial \Phi_i}{\partial \bar{R}} + \frac{\partial \Phi_j}{\bar{R} \partial \theta} \frac{\partial \Phi_i}{\bar{R} \partial \theta} \right) \bar{R} d\bar{R} d\theta$ ,  $B_{(i,j)} = \iint_{s(e)} \Lambda \bar{H} \Phi_j \frac{\partial \Phi_i}{\bar{R} \partial \theta} \bar{R} d\bar{R} d\theta$ ;

$\Phi$ — функция формы;  $e$ —определённый элемент;  $N$ —число элементов.

Решение этих уравнений позволяет определять распределение давления смазочной плёнки, несущую способность плёнки, утечку уплотняемой среды, осевую гидравлическую жёсткость смазочного слоя, потерю мощности на трение и другие характерные параметры уплотнения.

Теоретический анализ характеристик уплотнений

Ниже представлены результаты анализа ОНТУ.

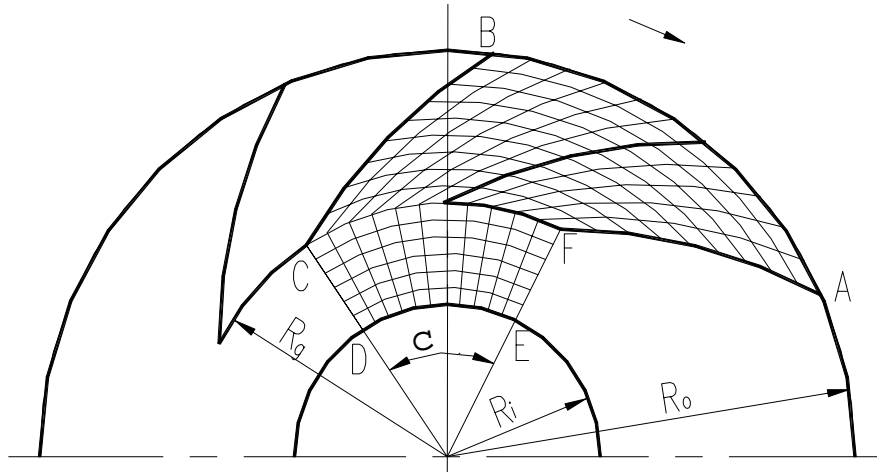


Рис. 2.1. Дискретизация вычислительного района для ГБКТУ

На рис. 2.2 представлено трёхмерное распределение давлений смазочной плёнки в торцовом зазоре в вычислительном районе с одной канавкой и одной перегородкой. В торцовом зазоре большой градиент давления осуществляется благодаря нагнетанию уплотняемой среды или буферной жидкости в зазор с помощью гидродинамических канавок, и давление смазочной плёнки достигает максимального на диаметре спиральных канавок.

На рис. 2.3 представлена зависимость безразмерной жёсткости смазочной плёнки от толщины зазора. Жёсткость смазочной плёнки уменьшается с увеличением толщины зазора, поэтому ОНТУ лучше работает с меньшим зазором при бесконтактном режиме работы.

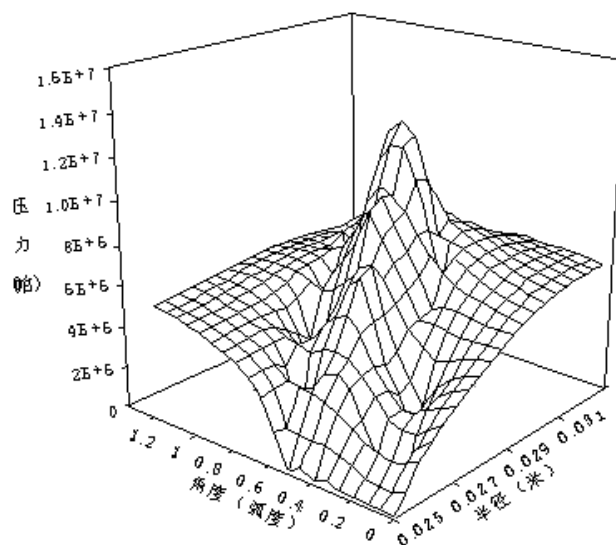


Рис. 2.2. Распределение давлений в вычислительном районе для ОНТУ

На рис. 2.4 представлена зависимость течения буферной жидкости из-за обратного нагнетания от давления уплотнительной среды при скорости вращения  $n=3000$  об./мин. Течение буферной жидкости уменьшается с повышением давления уплотняемой среды и постепенно подходит к постоянному.

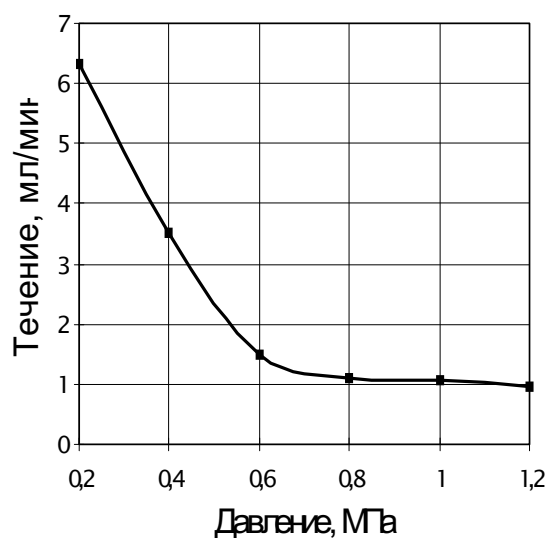
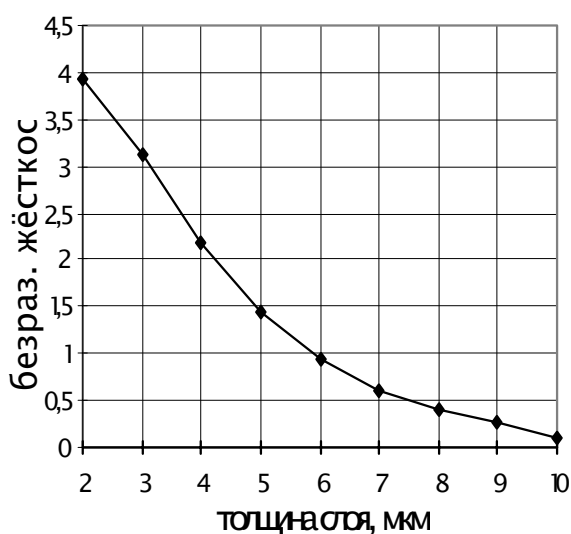


Рис. 2.3. Зависимость безразмерной жёсткости смазочной плёнки от толщины зазора

Рис. 2.4. Зависимость течения из-за обратного нагнетания от давления уплотняемой среды

### Оптимизация конструкции ГДБКТУ

Рассмотрено влияние конструктивных параметров торцевой поверхности и технологических параметров машинного оборудования на основные рабочие характеристики. Впервые оптимизированы конструктивные параметры уплотнений по максимальной гидравлической жёсткости при нулевой утечке для ОНТУ или максимальному отношению гидравлической жёсткости к утечке уплотняемой среды  $\Pi$  для ГБКТУ, в зависимости от эксплуатационных условий и конкретных требований к уплотнению. Определены закономерности влияния конструктивных и технологических параметров на эксплуатационную герметичность, надёжность и экономичность ГДБКТУ.

Принят характеристический параметр уплотнения  $\lambda$  (или число сжимае-

мости), который определяется как

$$\lambda = \frac{6\mu\omega R_o^2}{p_o h_o^2}, \quad (2.6)$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость газа;  $\omega$  — угловая скорость уплотнения;  $R_o$  — внешний радиус торцевой поверхности уплотнительного кольца;  $p_o$  — давление газа при  $R = R_o$ ;  $h_o$  — толщина газового слоя в торцовом зазоре.

Критерием оптимизации ГБКТУ является максимальное отношение жёсткости газового слоя к утечке уплотняемой среды П. Конструктивные параметры торцевой поверхности уплотнения, включая в основном глубину канавок  $h$ , входной угол канавок  $\alpha$  и отношение ширины канавок к ширине кольца по радиальному направлению  $\beta$  ( $\beta = (R_o - R_g)/(R_o - R_i)$ ) (рис. 3.3), в значительной степени влияют на характеристики ГБКТУ.

В работе представлены оптимизированные результаты ГБКТУ, показанные на рис. 2.5–2.7, с учётом комплексного влияния конструктивных параметров на характеристики уплотнения при одновременном изменении всех оптимизируемых параметров.

Из рис. 2.5 следует, что оптимальная глубина канавок  $\bar{H}_{opt}$  резко увеличивается с увеличением параметра  $\lambda$  до 120 и затем стабилизируется. На рис. 2.6 приведена тенденция изменения оптимального отношения ширины канавок к ширине кольца по радиальному направлению  $\beta_{opt}$  с увеличением параметра  $\lambda$ : чем больше параметр  $\lambda$ , тем меньше оптимальное отношение  $\beta_{opt}$ . На рис. 2.7 дана зависимость оптимального входного угла канавок  $\alpha_{opt}$  от параметра  $\lambda$ . Значение  $\alpha_{opt}$  уменьшается с увеличением параметра  $\lambda$ , но затем постепенно повышается.

С помощью представленных зависимостей оптимизированных конструктивных параметров от характеристического параметра  $\lambda$  можно спроектировать оптимальное ГБКТУ для конкретных условий работы.

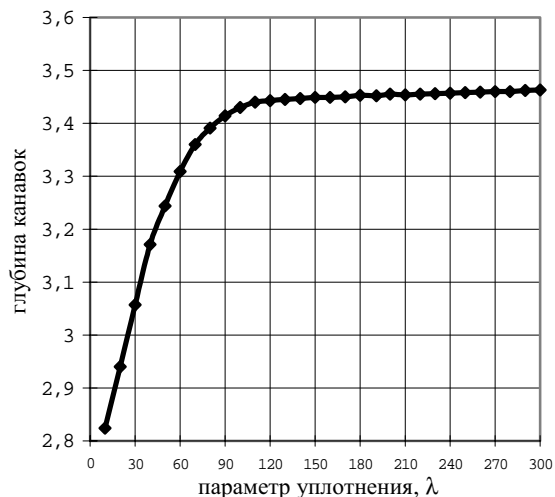


Рис. 2.5. Зависимость оптимальной глубины канавок  $H_{opt}$  от характеристического параметра уплотнения  $\lambda$

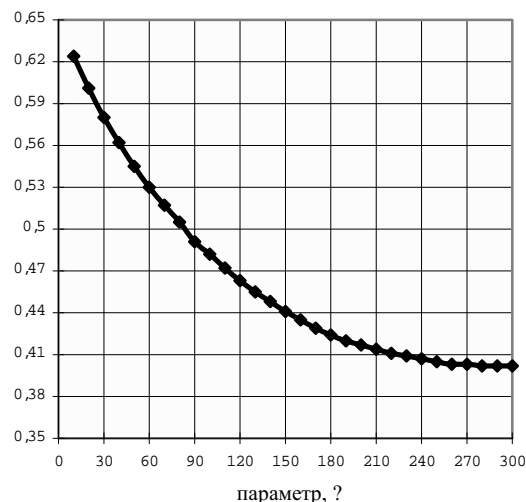


Рис.2.6. Зависимость оптимального отношения ширины канавок к ширине кольца по радиусу  $\beta_{opt}$  от характеристического параметра уплотнения  $\lambda$

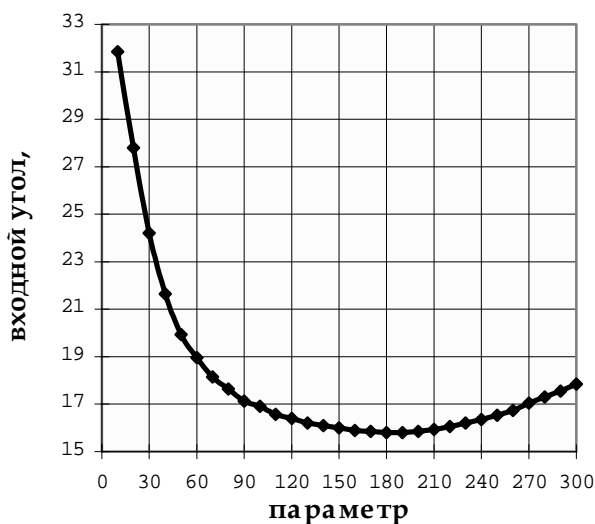


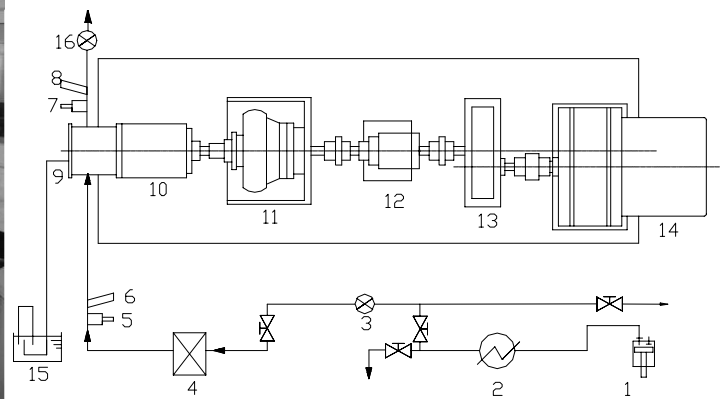
Рис. 2.7. Зависимость оптимального входного угла канавок  $\alpha_{opt}$  от характеристического параметра уплотнения  $\lambda$

**Третья глава** посвящена экспериментальному исследованию ГДБКТУ. На основе оптимизированных результатов конструкции торцевой поверхности разработаны собственные конструкции ГДБКТУ. С помощью специальной установки экспериментально исследованы существенные характеристики новых уплотнений, в том числе герметичность, режим трения, потеря мощности на трение, повышение температуры на поверхности и др.

На рис. 3.1 показана опытная установка для исследования ГДБКТУ. На-

гнетаемая компрессором или насосом 1 уплотняемая среда проходит через демпферную ёмкость 2, фильтр 4 и входит в камеру уплотнений 9, потом выпускается в атмосферу или возвращается в сосуд. Давление уплотняемой среды регулируется электромагнитными клапанами 3 и 16; Скорость вращения вала регулируется электродвигателем 14 в пределах 0-22000 об./мин, связанным с инструментом для изменения частоты вращения.

На рис. 3.2 дана схема исследуемых ГБКТУ. Применяют двойные одинаковые уплотнения для того, чтобы максимально устранить действующую на подшипники осевую нагрузку. При испытании правого уплотнения температура на торцевой поверхности уплотнения измеряется датчиком 3; толщина газового слоя в торцовом зазоре - датчиком 4.



а

б

Рис. 3.1. Схема опытной установки уплотнения:

1—компрессор (насос); 2—демпферная банка; 3,16—электромагнитный клапан; 4—фильтр; 5,7—датчик давления; 6,8—датчик температуры; 9—камера уплотнений; 10—камера подшипников; 11—дифференциальный механизм; 12—датчик мощности трения и скорости; 13—дифференциальный механизм; 14—мотор; 15—измеритель утечки

Условия эксперимента для ГБКТУ следующие: уплотняемая среда - воздух, температура воздуха  $t=27\text{ }^{\circ}\text{C}$ , рабочее давление  $P_f=0-2,0\text{ МПа}$ , диаметр вала  $d=55\text{ мм}$ , скорость вращения вала  $n=0-12000\text{ об./мин}$ .

Конструктивные параметры испытанных уплотнений, показанные на рис. 3.3, получены в результате оптимизации (глава 2) по максимальному отношению жёсткости газового слоя к утечке рабочей среды и представлены в табл. 3.1.

В качестве неподвижного кольца применяют кольцо из обожженного углеродистого графита, пропитанного фенолформальдегидной смолой (марка М106К), а в качестве вращающегося кольца – кольцо из карбида вольфрама (марка YG6).

#### Анализ экспериментальных результатов

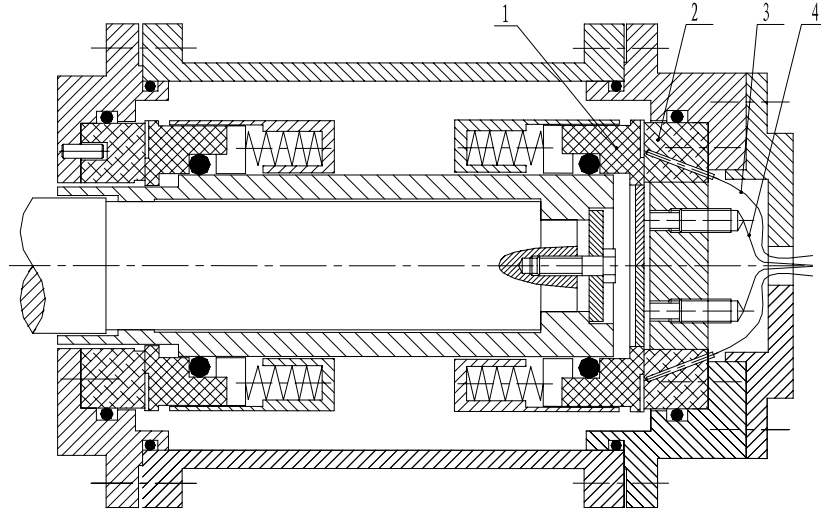


Рис. 3.2. Схема уплотнений:

1—вращающееся кольцо с канавками; 2—неподвижное кольцо;  
3—датчик температуры; 4—датчик толщины слоя

Таблица 3.1

#### Конструктивные параметры исследуемого уплотнения

Внутренний радиус, мм	$R_i=32,5$
Внешний радиус, мм	$R_o=47,5$
Радиус канавок, мм	$R_g=41$
Коэффициент разгрузки	$K=0,75$
Число канавок	$N_g=24$
Средняя толщина канавок	$\bar{H}=3$
Входной угол канавок, град.	$\alpha=18$
Отношение $\gamma=b_1/(b_1+b_2)$	$\gamma=0,5$

На рис. 3.4 показана зависимость утечки уплотнения от скорости вращения вала при давлении воздуха  $p_l = 1,6$  МПа. С увеличением скорости вращения утечка воздуха через уплотнения повышается.

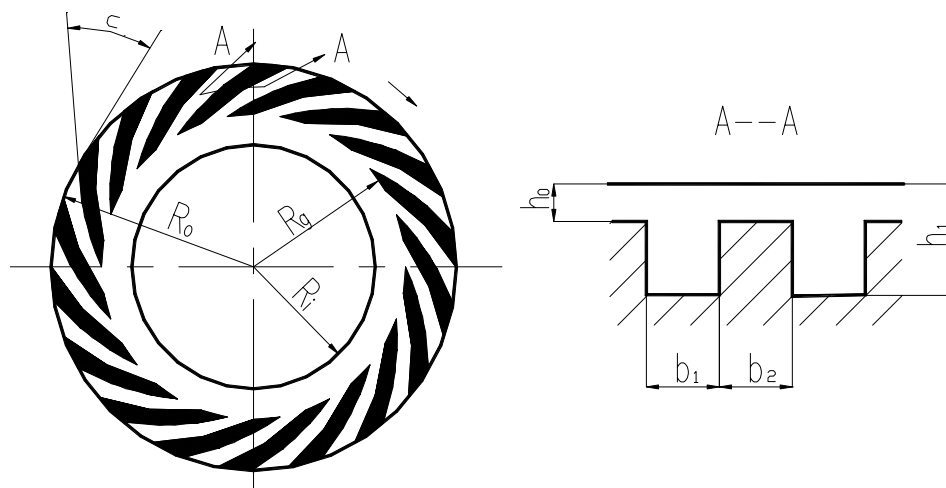


Рис. 3.3. Торцовая конструкция экспериментального уплотнения

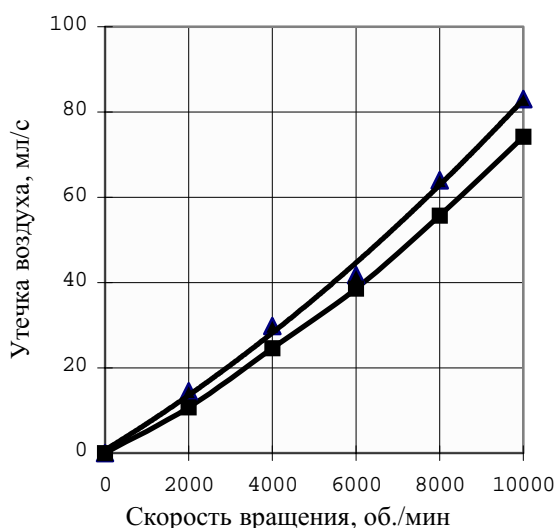


Рис. 3.4. Зависимость утечки воздуха от скорости вращения вала

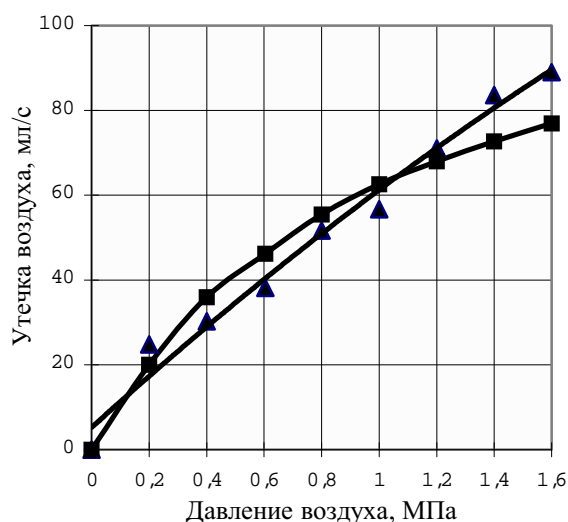


Рис. 3.5. Зависимость утечки воздуха от давления воздуха

На рис. 3.4 – 3.9: ▲ - экспериментальные данные; ■ - теоретические данные.

На рис. 3.5 показана зависимость утечки воздуха от давления при скорости вращения вала  $n = 10000$  об./мин. С увеличением давления воздуха утечка повышается.

На рис. 3.6 представлены толщины газового слоя в торцовом зазоре от скорости вращения вала при давлении воздуха  $p_l = 1,6$  МПа. Толщина газового слоя повышается с увеличением скорости вращения вала.

На рис. 3.7 показана зависимость толщины газового слоя в торцовом зазоре от давления воздуха при скорости вращения вала  $n = 10000$  об./мин. Толщина газового слоя уменьшается с увеличением давления воздуха.

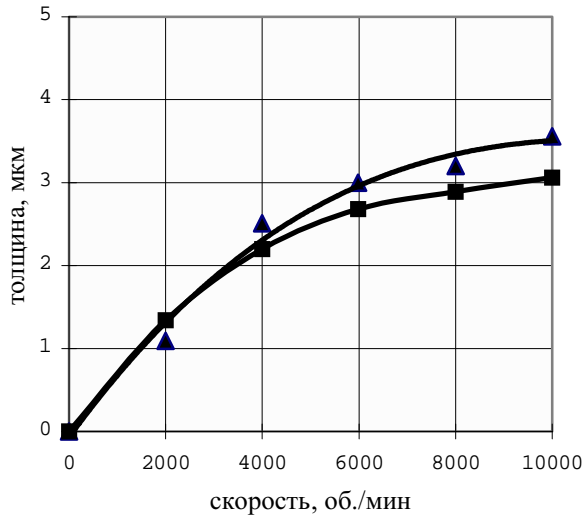


Рис.3.6. Зависимость толщины газового слоя от скорости вращения вала

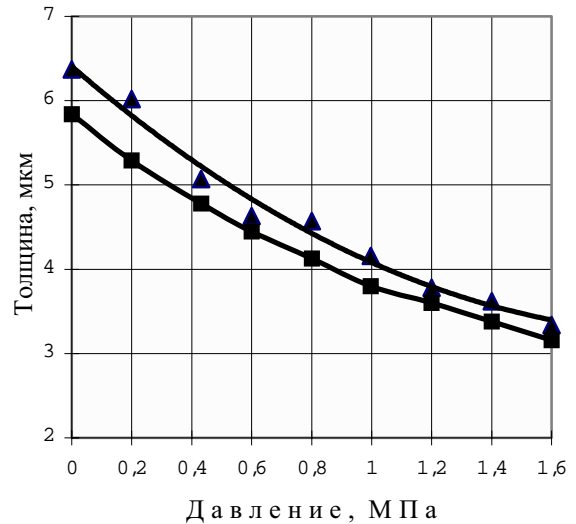


Рис. 3.7. Зависимость толщины газового слоя от давления воздуха

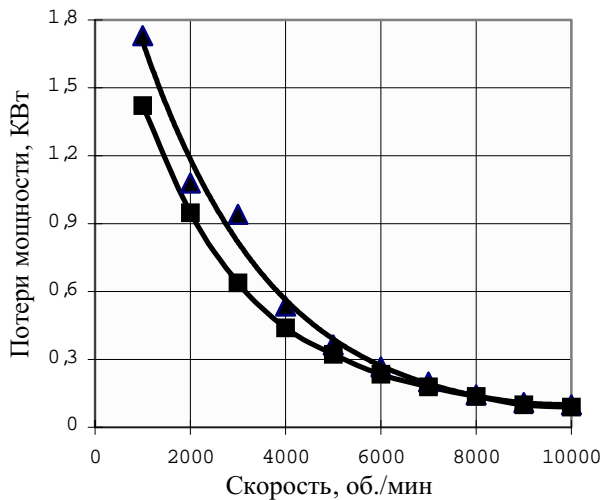


Рис. 3.8. Зависимость потери мощности на трение от скорости вращения вала

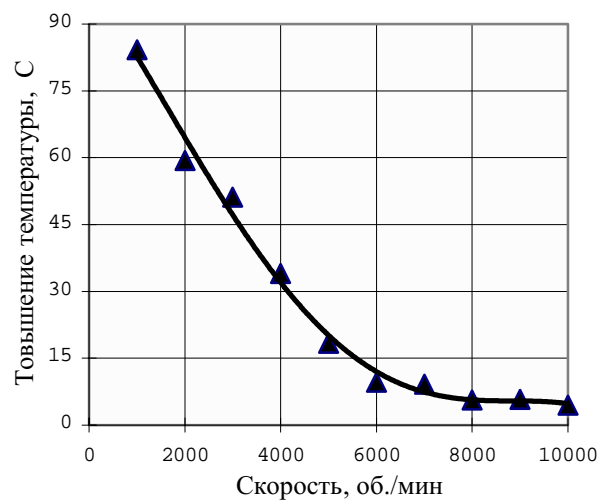


Рис. 3.9. Зависимость повышения температуры на поверхности от скорости вращения вала

На рис. 3.8 приведены зависимости потери мощности на трение между двумя поверхностями от скорости вращения вала при давлении воздуха  $p_l = 1,6$  МПа. Потеря мощности на трение уменьшается с увеличением скорости вращения вала.

На рис. 3.9 показано повышение температуры на поверхности в зависимости от скорости вращения вала при давлении воздуха  $p_l = 1,6$  МПа. Повышение

температуры резко уменьшается с увеличением скорости вращения вала.

Из этого следует, что экспериментальные результаты оптимизированного уплотнения в основном коррелируют с результатами теоретического анализа и работы по оптимизации ГДБКТУ пригодны для обеспечения определённых функций спроектированного уплотнения.

**Четвертая глава** посвящена разработке принципов проектирования ГДБКТУ для целей промышленного использования.

Принципы проектирования ГДБКТУ:

1. Обеспечение работоспособности, или герметичности уплотнений.
2. Осуществление бесконтактного режима пары трения.
3. Осуществление параллельности уплотнительных поверхностей.
4. Обеспечение надёжности уплотнения.
5. Обеспечение стабильного режима работы.
6. Обеспечение высоких динамических свойств ГДБКТУ.
7. Осуществление экономичности уплотнительной системы.

Каждый принцип осуществляется с использованием мероприятий, представленных в диссертации.

Методы и процесс проектирования ГДБКТУ

На основе комплексного процесса проектирования (упрощен метод:  $p$ - $V$ - $T$ - $K$ - $h$ ) можно полностью обеспечивать герметичность, надёжность, стабильность и экономичность ГДБКТУ. Конкретные процессы и содержания проектирования ГДБКТУ представлены на рис. 4.1.

**Пятая глава** посвящена разработке и эксплуатации новых ГДБКТУ.

Разработка новых ГДБКТУ

На основе теоретического анализа и экспериментальных исследований разработаны новые конструкции ГДБКТУ и получены 4 государственных патента на изобретение, в том числе: гибридное ГДБКТУ с однорядными спиральными канавками (рис.5.1) и ОНТУ с двухрядными односторонними спиральными канавками (рис. 5.2).

Гибридное ГДБКТУ менее чувствительно к изменению скорости вращения по сравнению с зарубежными ГДБКТУ со спиральными канавками, имеет

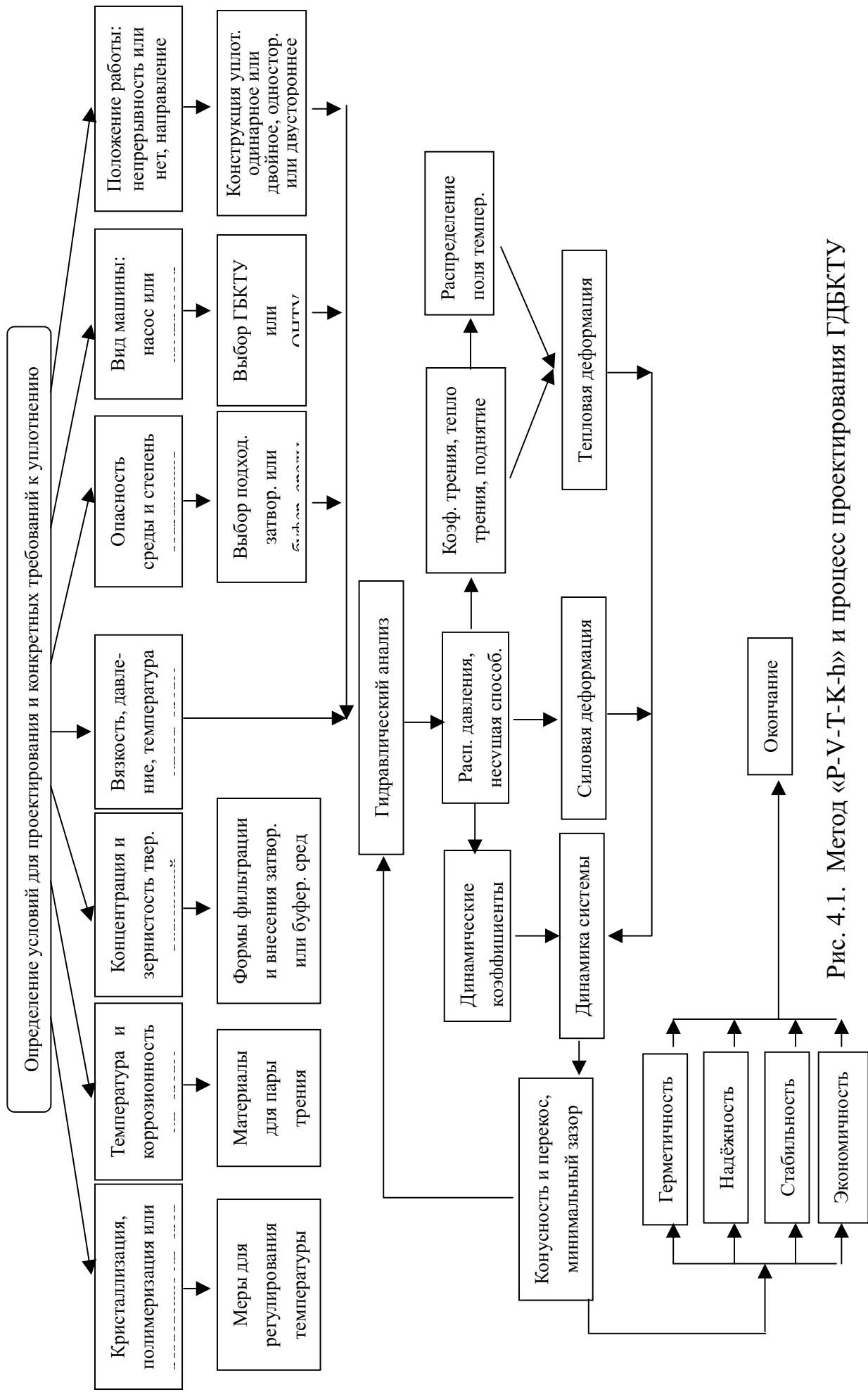


Рис. 4.1. Метод «P-V-T-K-h» и процесс проектирования ГДБКТУ

более высокую жёсткость смазочной плёнки. Гибридное уплотнение при разных зазорах характеризуется меньшими утечками, что особенно важно при изменении режима работы.

Новое ОНТУ особенно эффективно используется для герметизации технологических сред с высокой концентрацией твердых включений, при которых другие известные ОНТУ и традиционные контактные торцовые уплотнения плохо функционируют.

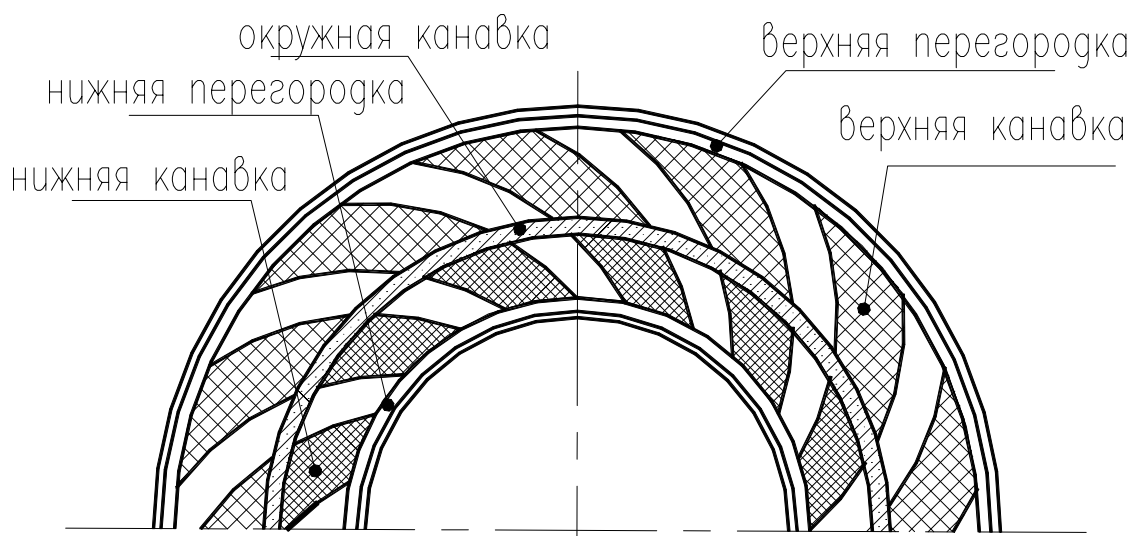


Рис. 5.1. Новое гибридное ГДБКТУ

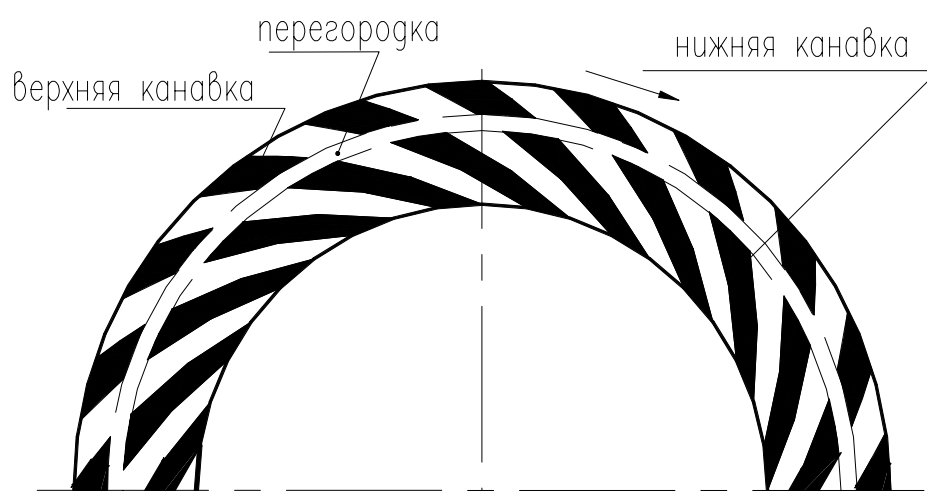


Рис. 5.2. Конструкция ОНТУ с двухрядными односторонними спиральными канавками

## Эксплуатация новых ГДБКТУ

Приведены промышленные испытания собственных ГДБКТУ, применяемых в разнообразных насосах и компрессорах на нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводах, в том числе было осуществлено применение нового ГДБКТУ в насосе для перекачки сжимаемой жидкости; в насосе при многократном пуске-остановке на технологической установке акрилонитрила на нефтехимическом заводе "Цилин" (КНР) и в шестерёнчатом компрессоре (рис. 5.3) на установке завода по производству синтетического каучука нефтехимической компании "Цилу" (КНР).

В течение полутора лет (с октября 1999 по апрель 2001г.) установка останавливалась 5 раз из-за чрезвычайной утечки смазочного масла из контактных торцовых уплотнений (более 250 литров в день). Каждый раз требовалось 8 дней для ремонта уплотнения, в связи с чем экономические потери составили более 500 тысяч долларов США.

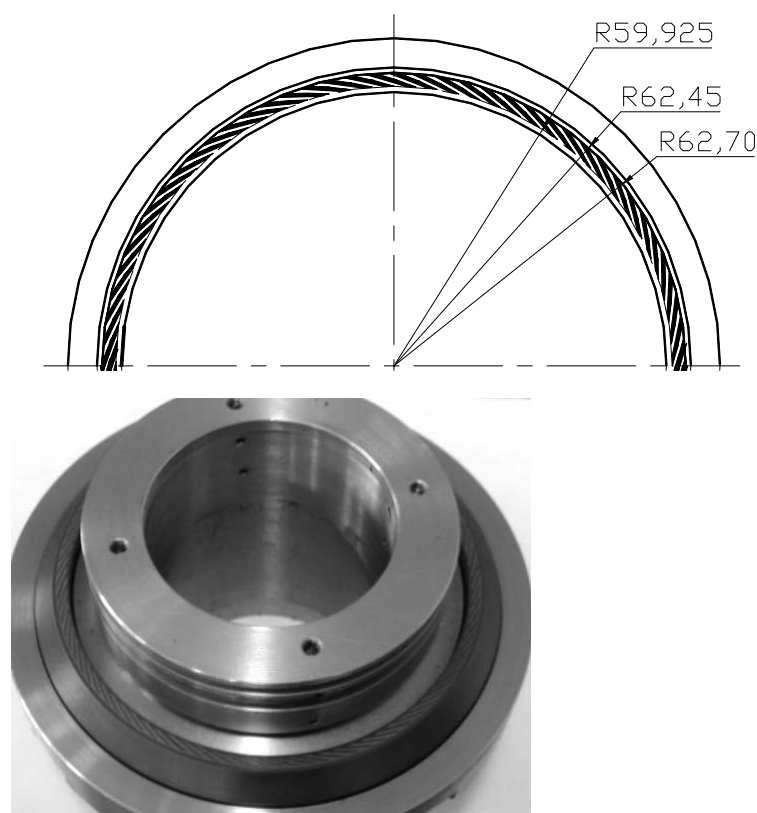


Рис. 5.3. Торцовая конструкция ОНТУ для компрессора

В апреле 2001г. установлены новые ОНТУ в компрессоре, срок службы которого более 17 месяцев; режим работы уплотнения сохраняется стабильным, несмотря на временные остановки. Успешное использование ОНТУ обеспечивает долгосрочную работу компрессора, расчётный технико-экономический эффект более 720 тысяч долларов США.

### **Общие выводы**

1. В диссертационной работе проведен анализ влияния технологических параметров гидромашин на важнейшие эксплуатационные свойства: герметичность, надёжность и экономичность ГДБКТУ.

2. Впервые установлены закономерности влияния конструктивных параметров торцовой поверхности уплотнения на герметичность, стабильность и надёжность.

3. Впервые оптимизированы конструктивные параметры торцовой поверхности уплотнения по максимальному отношению гидравлической жёсткости к утечке для ГБКТУ или максимальной гидравлической жёсткости при нулевой утечке для ОНТУ в зависимости от эксплуатационных условий и конкретных требований к уплотнению.

4. На основе полученных результатов представлены принципы проектирования ГДБКТУ, методы выбора оптимальных конструкций уплотнений и программа проектирования системы уплотнений для достижения заданных герметичности, надёжности, стабильности и экономичности. Впервые в мире приведены процесс и содержание проектирования ОНТУ для насосов.

5. Разработаны новые эффективные ГБКТУ и ОНТУ для конкретных промышленных применений. Получен огромный технико-экономический эффект от успешного применения новых ГДБКТУ.

6. Применение уплотнений следует проводить в основном с учётом следующих факторов: эксплуатационных, конструктивно-технологических и технико-экономических. Оценку типов используемых уплотнений необходимо производить конкретно для каждого применения.

**Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:**

1. У Цунцан, Хао Мумин, Гу Йунцунань. Исследование газосмазочного бесконтактного торцового уплотнения при низкой скорости // *Fluid Machinery*. –1994. –Т. 22. –№6. –С. 7–11.
2. Пат. ZL 92227660.9 КНР. Ограничитель объёма жидкости для охлаждения торцовых уплотнений / Гу Йунцунань, Пэн Щуэдон, Хао Мумин, Чжан Шугуй (КНР). Оpubл. –1993.
3. Пат. ZL 93231433.3 КНР. Газосмазочное бесконтактное торцовое уплотнение с линейными гидродинамическими канавками / У Цунцан, Гу Йунцунань, Хао Мумин (КНР). Оpubл. –1994.
4. Ху Данмэй, Хао Мумин, Йан Хуйца. Исследование характеристик газосмазочного бесконтактного торцового уплотнения при низкой скорости // *Fluid Machinery*. –1998. –Т. 26. –№9. – С.3–7.
5. Пат. ZL 00239202.x КНР. Гидродинамическое бесконтактное торцовое уплотнение с самостоятельно смазочными двухрядными канавками / Хао Мумин, Ху Данмэй, Гэ Цинпен, Йан Хуйца (КНР). Оpubл. –2000.
6. Пат. ZL 00239203.8 КНР. Торцовое уплотнение с обратным нагнетанием однорядными гидродинамическими канавками / Хао Мумин, Ху Данмэй, Гэ Цинпен, Йан Хуйца (КНР). Оpubл. –2000.
7. Хао Мумин, Ху Данмэй, Йан Хуйца. Исследование и разработка нового торцового уплотнения с обратным нагнетанием // *Fluid Machinery*. –2001. –Т.29. –№2. –С.13–16.
8. Мэн Циань, Хао Мумин, Ху Данмэй. Исследование торцового уплотнения с обратным нагнетанием // *Fluid Machinery*. –2001. –Т. 29. –№2. –С. 24–27.
9. Хао Мумин, Ху Данмэй, Гуо Циэ. Исследование и разработка нового торцового уплотнения с обратным нагнетанием // *Chemical Machinery*. –2001. –№1. –С.12–15.
10. Хао Мумин, Су Йучу. Применение торцового уплотнения с обратным нагнетанием в насосе для перекачки сжимаемой жидкости // *Lubrication and Sealing*. –2001. –№4. –С.57–59.

11. Хао Мумин, Ху Данмэй, Йан Баолиан. Бесконтактные торцовые уплотнения без утечки для насосов // *Fluid Machinery*. –2002. –Т.30. –№9. –С.13–17.
12. Лию Минчжи. Хао Мумин. Разработка и использование торцовых уплотнений с обратным нагнетанием в насосе для перекачки жидкости с твердыми включениями // *Petro-chemical Equipment Technology*. –2002. –№1. –С.57–59.